

EUROPEAN PATENT OFFICE

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 11062827
PUBLICATION DATE : 05-03-99

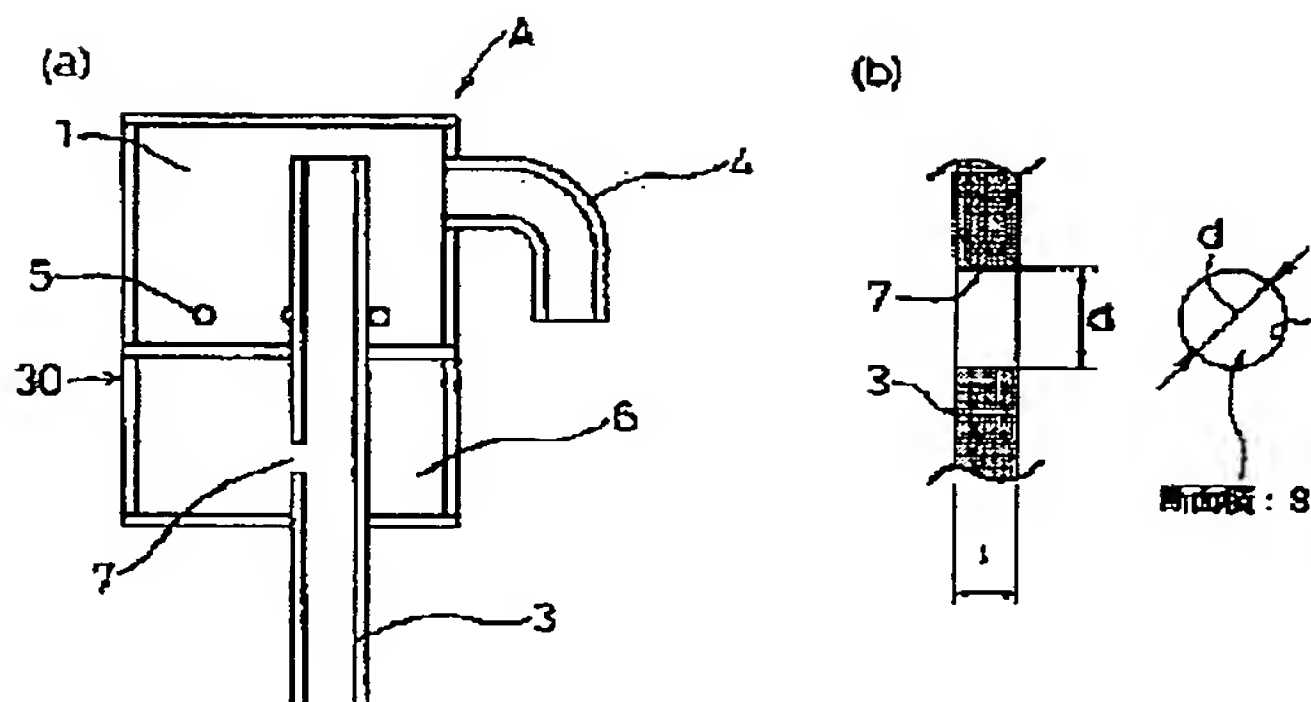
APPLICATION DATE : 21-08-97
APPLICATION NUMBER : 09224619

APPLICANT : MATSUSHITA REFRIG CO LTD;

INVENTOR : ONO TAKESHI;

INT.CL. : F04B 39/00

TITLE : MUFFLER FOR HERMETIC
COMPRESSOR



ABSTRACT : PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a muffler of a hermetic compressor which effectively suppress a noise caused by a pulsatory sound generated from a compressive part of the hermetic compressor.

SOLUTION: One end of a communication pipe 3 of a muffler A installed in an inhaling path of a coolant, is opened to the inside of a compressor through an upper space 1, and the other end is opened to a compressive part. The coolant is passed from the inside of the compressor to the compressive part through the communication pipe 3, and thereby a pulsatory sound generated from the compressive part is attenuated by a resonant noise-reducing structure between a resonance chamber 6 and a resonance hole 7 opened thereto. An opened sectional area S and a hole length (l) of the resonance hole 7 are formed, as they satisfy the relation; $f = (c/2\pi)\sqrt{S/V1}$, against a resonance frequency (f) inside the compressor. When the pulsatory sound enters at the speed of sound (c) from the resonance hole 7, having the sectional area S and the length (l) against the volume V of the resonance chamber 6, a component of the resonance frequency (f) inside the compressor is attenuated by the resonance, to thereby suppress a noise generation caused by the resonance frequency (f) of the compressor.

COPYRIGHT: (C)1999,JPO

BEST AVAILABLE COPY

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-62827

(43) 公開日 平成11年(1999) 3月5日

(51) Int.Cl.⁶
F 0 4 B 39/00

識別記号
1 0 1

F I
F 0 4 B 39/00

1 0 1 P

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 7 頁)

(21) 出願番号 特願平9-224619

(22) 出願日 平成9年(1997) 8月21日

(71) 出願人 000003821

松下電器産業株式会社
大阪府門真市大字門真1006番地

(71) 出願人 000004488

松下冷機株式会社
大阪府東大阪市高井田本通4丁目2番5号

(72) 発明者 浅井田 康浩

大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器
産業株式会社内

(72) 発明者 大野 武

大阪府東大阪市高井田本通4丁目2番5号
松下冷機株式会社内

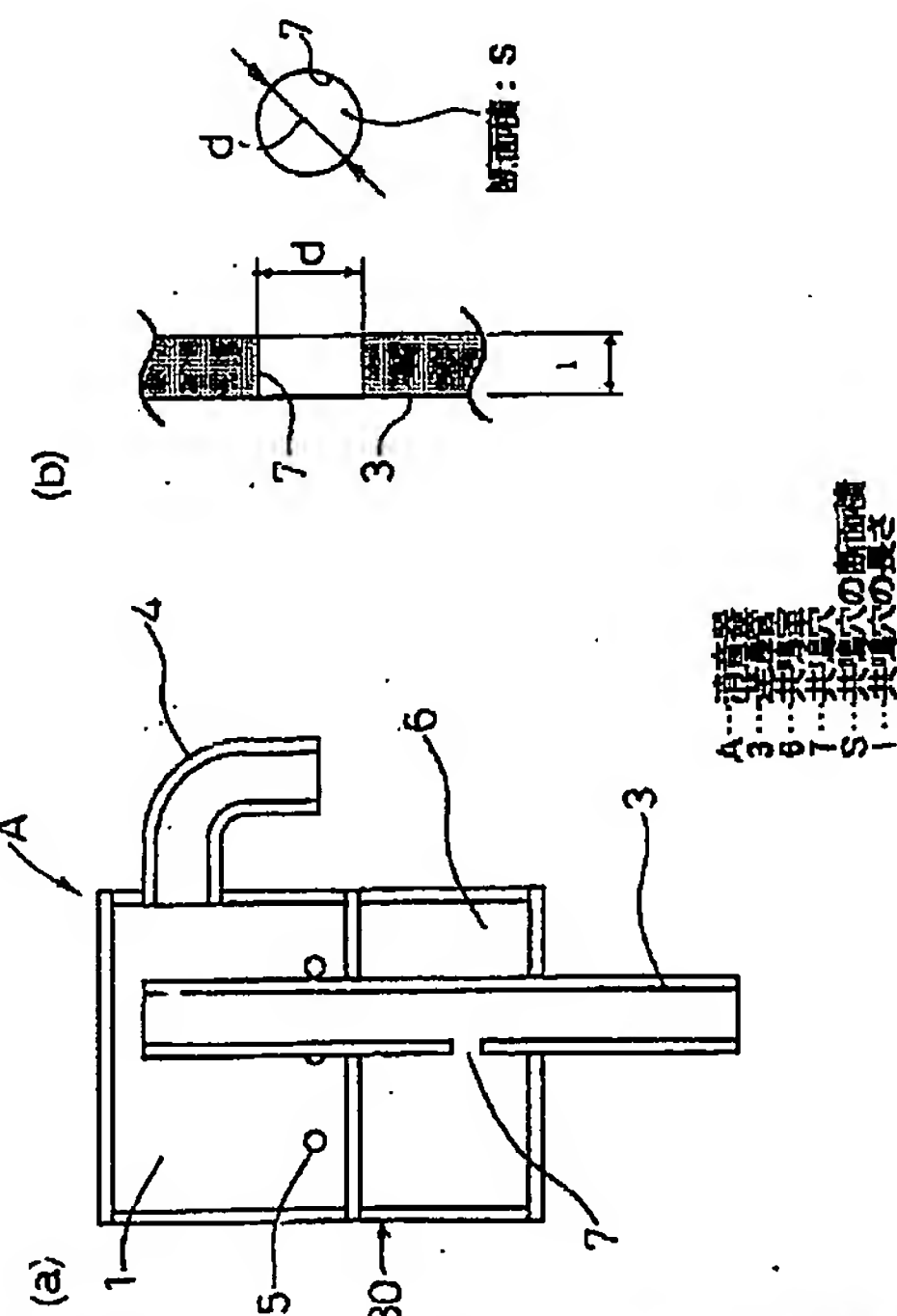
(74) 代理人 弁理士 石原 勝

(54) 【発明の名称】 密閉型圧縮機の消音装置

(57) 【要約】

【課題】 密閉型圧縮機の圧縮部から発生する脈動音に起因する騒音を効果的に抑制する密閉型圧縮機の消音装置を提供する。

【解決手段】 冷媒の吸入経路に配設された消音器Aの連通管3の一端は上部空間1から圧縮機内に通じ、他端は圧縮部に通じて冷媒を圧縮機内から圧縮部に通し、圧縮部から発生する脈動音は共鳴室6と、これに開口する共鳴穴7とによる共鳴型消音構造により減衰する。共鳴穴7の開口断面積S、穴の長さlは圧縮機内部の共鳴周波数fに対して $f = (c/2\pi) \sqrt{(S/V)}$ の関係になるように形成されており、脈動音は共鳴室の容積Vに対して断面積S、長さlの共鳴穴7から音速cで進入するときに圧縮機内部の共鳴周波数fの成分が共鳴により減衰するので圧縮機の共鳴周波数による騒音発生は抑制される。



BEST AVAILABLE COPY

【特許請求の範囲】

【請求項1】 密閉型圧縮機の内部空間及び吸入配管から圧縮部に通じる冷媒の吸入経路に消音器を配設することにより、前記圧縮部で生じた脈動音を前記消音器で減衰させる密閉型圧縮機の消音装置において、前記圧縮機の内部空間と圧縮部との間を接続する連通管を密閉構造に形成された共鳴室内を貫通させて配設し、この連通管に前記共鳴室内に開口する共鳴穴を形成して共鳴型消音構造を形成し、冷媒中の音速を c として、前記共鳴室の容積 V 及び前記共鳴穴の穴の断面積 S 、穴の長さ l を、圧縮機内部空間の共鳴周波数 f に対して $f = (c/2\pi)\sqrt{(S/Vl)}$ の関係になるようにして形成したことを特徴とする密閉型圧縮機の消音装置。

【請求項2】 連通管の筒面に共鳴室に通じるように形成された開口部を共鳴穴とし、その開口断面積を S 、筒面の厚さを長さ l として形成した請求項1記載の密閉型圧縮機の消音装置。

【請求項3】 連通管を共鳴室内の所定位置で分断した位置に、連通管の直径より大きな直径に形成された共鳴筒を連通管と同軸に配設し、この共鳴筒と連通管との間に形成された間隙を共鳴穴として、共鳴室内に開口する間隙の断面積を S 、連通管の分断位置から共鳴筒が共鳴室内に開口する位置までの距離を l として形成した請求項1記載の密閉型圧縮機の消音装置。

【請求項4】 密閉型圧縮機の内部空間及び吸入配管から圧縮部に通じる冷媒の吸入経路消音器を配設することにより、前記圧縮部で生じた脈動音を前記消音器で減衰させる密閉型圧縮機の消音装置において、前記圧縮機の内部空間と圧縮部との間を接続する連通管に、この連通管を通じて圧縮機内部空間に伝播する脈動音の位相と逆位相の脈動音が圧縮機内部空間に伝播させる消音穴を設けたことを特徴とする密閉型圧縮機の消音装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、冷媒の凝縮及び膨張を用いた冷凍サイクルを構成する密閉型圧縮機から発生する空間共鳴音を抑制して騒音発生を提言させる密閉型圧縮機の消音装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】冷蔵庫や空調機等の冷凍サイクルを構成する圧縮機は高効率化と共に低騒音化が求められており、密閉型圧縮機では、その騒音源の1つとして圧縮機内の空間共鳴音があり、消音器を設けて、その低減が図られている。

【0003】図8は、密閉型圧縮機を断面状態で示すもので、図示するように外装シェル13内にモータ15、クランクシャフト17、ピストン18等の駆動系で構成された本体ブロック16がマウントバネ23により外装シェル13内に支持されており、この外装シェル13を

支持脚14及びマウントゴム24で支持して床面26上に設置される。この密閉型圧縮機では、前記モータ15による回転運動をクランクシャフト17によって進退運動に変換してピストン18を往復運動させることにより、圧縮部19に吸入した低温、低圧の冷媒を圧縮し、高温、高圧の冷媒として吐出系配管22から冷媒システムに吐出する。

【0004】上記冷媒圧縮行程の繰り返し運転により圧縮部19において冷媒に脈動が発生し、これが脈動振動となって配管内を伝わるため騒音や配管振動を発生させる。

【0005】そこで、前記脈動を抑制すべく消音器を吸入系経路あるいは吐出系経路に配設して、圧縮部19で生じた脈動振動を低減させる。図8に示す密閉型圧縮機では、圧縮機の内部空間が低圧の冷媒で満たされる形態であり、圧縮部19で発生した脈動が圧縮機の内部空間に伝わり騒音源となるので、圧縮部19への吸入経路に消音器21を設けて騒音源の抑制を図っている。

【0006】図9は、消音器21を断面状態として示すもので、冷媒は主にインサートチューブ34から吸入され、上部空間31から連通管33を通じて圧縮部19に至り、圧縮部19によって圧縮されて吐出系配管22から冷凍システムに吐出される。また、下部空間32に設けられた小径穴35は効率向上のために設けられたもので、この小径穴35からも冷媒が吸入され、下部空間32から連通穴36、連通管33を通じて圧縮部19に送出され、冷媒の吸入流量を増加させている。前記圧縮部19で生じた脈動音は、冷媒の流れとは逆に連通管33、上部空間31、連通穴36、下部空間32の順に断面積の異なる流路を通すことにより流れに拡張と収縮とが加えられるため脈動音の圧力変動が抑制され、この間に消音されて小径穴35から圧縮機内空間に放射される。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来構造の消音器による消音効果は充分なものとはいえず、本願発明者らの検証によれば、脈動音が大きく寄与する騒音は圧縮機内部の空間共鳴によるもので、いくつかの空間共鳴が周波数的に非常に接近して発生していることがわかった。

【0008】この空間共鳴をわかりやすく説明するため、空間を図10(a)に示すような長辺 $L1$ ×短辺 $L2$ ×高さ $L3$ で、それぞれの長さが大きい方から $L1$ 、 $L2$ 、 $L3$ である直方体モデルで示すと、一次の空間共鳴は図10(b)に示すようなモードとなり、長辺 $L1$ の $L1/2$ の位置にある面に一次モードの節27があり、この部分の音圧は理論上は0となる。また、この一次モードの節27の両側では節27から遠ざかるにつれて音圧が大きくなり節27から最も遠い位置で最も大きな音圧となる。同様に、二次モードは図10(c)に示

すように短辺 L_2 の $L_2/2$ の位置に空間共鳴の二次モードの節28の面ができる。更に、三次モードは図10(d)に示すように高さ L_3 の $L_3/2$ に位置に三次モードの節29の面ができる。

【0009】このような空間に音源が存在する場合、その音源の位置によって発生する音の増幅の度合いが変化する。例えば、図10(b)に示す一次モードの場合では、音源が一次モードの節27に近いところであれば、この周波数の騒音は増幅されないが、音源位置が節27から離れるに従って騒音の増幅が大きくなる。

【0010】上記空間共鳴のモデルを図8に示した圧縮機に適用すると、図11(a)～(c)のように示すことができ、圧縮機内の共鳴空間は、外装シェル13内の本体ブロック16及び吸入系消音器21と、外装シェル13内の底に溜まっている潤滑油25とを除いた部分となり、空間共鳴の一次モードは、図11(a)に示すように、斜め方向に一次モードの節30の面ができる。また、二次モードは図11(b)に示すように、一次モードの節30の面とほぼ直角に交わる二次モードの節31の面ができ、更に、三次モードは図11(c)に示すように、鉛直方向に三次モードの節32の面ができる。これらの一次～三次モードの節30～32に対して、音源となる消音器21は三次モードの節32に近い位置にあるが、一次モード及び二次モードの節30、31からは外れた位置にある。従って、三次モードは励起されないが、一次及び二次モードは励起されて騒音となる。

【0011】本発明の目的とするところは、上記検証結果に基づいて消音器による消音効果が圧縮機内の空間共鳴による騒音に対して最も発揮されるように改良した密閉型圧縮機の消音装置を提供することにある。

【0012】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するための本願の第1発明は、密閉型圧縮機の内部空間及び吸入配管から圧縮部に通じる冷媒の吸入経路に消音器を配設することにより、前記圧縮部で生じた脈動音を前記消音器で減衰させる密閉型圧縮機の消音装置において、前記圧縮機の内部空間と圧縮部との間を接続する連通管を密閉構造に形成された共鳴室内を貫通させて配設し、この連通管に前記共鳴室内に開口する共鳴穴を形成して共鳴型消音構造を形成し、冷媒中の音速を c として、前記共鳴室の容積 V 及び前記共鳴穴の穴の断面積 S 、穴の長さ l を、圧縮機内部空間の共鳴周波数 f に対して $f = (c/2\pi) \sqrt{(S/Vl)}$ の関係になるようにして形成したことを特徴とする。

【0013】上記構成によれば、密閉型圧縮機の冷媒の圧縮部で発生した脈動音は、連通管を通じて圧縮機内部空間に伝播するとき、連通管に設けられた共鳴穴と共鳴室とによる共鳴型消音構造により減衰する。この共鳴型消音構造が圧縮機内部空間の共鳴周波数 f に共鳴する構造となるように、共鳴室の容積 V 、共鳴穴の開口断面積

S 及び長さ l を設定することにより、圧縮機内部空間の共鳴周波数 f に相当する脈動音が減衰するので、冷媒の吸入経路を通じて圧縮機の内部空間に伝播した脈動音に起因する騒音の発生が抑制される。この共鳴型消音構造は、圧縮機内部空間の変化等に応じて関係式の変更可能要素を関係式が成立するように変更することができるので、適用する密閉型圧縮機への対応が自在となる。

【0014】上記構成における共鳴穴は、連通管の筒面に共鳴室に通じるように形成された開口部を共鳴穴とし、その開口断面積を S 、筒面の厚さを長さ l として形成することができ、簡単な構造で共鳴型消音構造を構成することができる。

【0015】また、共鳴穴は、連通管を共鳴室内の所定位置で分断した位置に、連通管の直径より大きな直径に形成された共鳴筒を連通管と同軸に配設し、この共鳴筒と連通管との間に形成された間隙を共鳴穴として、共鳴室内に開口する間隙の断面積を S 、連通管の分断位置から共鳴筒が共鳴室内に開口する位置までの距離を l として形成することができ、樹脂成形により形成した場合に、連通管の筒部側面に開口部を形成するための金型構造や成形加工が困難になる状態がなく、製造上の加工性が向上すると共に、共鳴型消音構造の形成寸法を精度よく製作することができる。

【0016】また、本願の第2発明は、密閉型圧縮機の内部空間及び吸入配管から圧縮部に通じる冷媒の吸入経路消音器を配設することにより、前記圧縮部で生じた脈動音を前記消音器で減衰させる密閉型圧縮機の消音装置において、前記圧縮機の内部空間と圧縮部との間を接続する連通管に、この連通管を通じて圧縮機内部空間に伝播する脈動音の位相と逆位相の脈動音が圧縮機内部空間に伝播させる消音穴を設けたことを特徴とする。

【0017】上記構成によれば、圧縮部で発生した脈動音が連通管を通じて圧縮機内部空間に伝播する脈動音の位相に対して、連通管内を伝播する脈動音の位相が逆位相となっている位置に消音穴を設けて、圧縮機内部空間に互いに逆位相となる脈動音を放出することにより、互いに逆位相の脈動音が相殺されることから圧縮機内部空間に伝播する脈動音に起因する騒音の発生が抑制される。

【0018】

【発明の実施の形態】以下、添付図面を参照して本発明の一実施形態について説明し、本発明の理解に供する。尚、従来構成と共通する要素には同一の符号を付して、その説明は省略する。

【0019】図1(a)は、本発明の第1の実施形態に係る密閉型圧縮機の消音装置の構成を示すもので、低圧の冷媒で満たされた密閉型圧縮機の内部空間と圧縮部19(図8参照)とを接続して配設された消音器Aは、筐体30により上部空間1及び共鳴室6が形成されており、密閉された共鳴室6を貫いて配設された連通管3の

一端は上部空間1内に開口し、他端は圧縮部19に接続され、この連通管3には共鳴室6に開口する共鳴穴7が設けられている。前記上部空間1はインサートチューブ4により圧縮機内部空間に連通すると共に、小径穴5を通じて圧縮機内部空間につながっている。

【0020】前記共鳴穴7及び共鳴室6は、圧縮機内部空間の共鳴周波数 f に対する関係が下式(1)となるように形成され、共鳴周波数 f の脈動音を消音する共鳴型消音構造に形成されている。

【0021】

$$f = (c/2\pi) \sqrt{(S/V_1)} \dots\dots (1)$$

ここで、 c は冷媒中の音速、 S は図1(b)に示すように直径 d で開口された共鳴穴7の断面積、 V は共鳴室6の容積、 l は図1(b)に示すように連通管3の材厚に相当する共鳴穴7の長さである。

【0022】上記構成において、冷媒は圧縮機内部空間から主としてインサートチューブ4、上部空間1から連通管3を通じて圧縮部19に吸入されると共に、上部空間1に圧縮機内部空間に開口する小径穴5からも吸入されて連通管3から圧縮部19に吸入される。この冷媒の吸入方向と逆に、圧縮部19における冷媒の圧縮工程の繰り返し運転により冷媒に発生する脈動音は、連通管3を通じて圧縮機内部空間に伝播するが、消音器A内において連通管3に設けられた共鳴穴7と共鳴室6とにより形成される共鳴型消音構造により減衰するので、圧縮機内部空間で脈動音の共鳴は励起され難くなり騒音の発生が抑制される。前記共鳴型消音構造を式(1)を満たすように構成することにより、圧縮機内部空間の共鳴周波数 f の脈動音が効果的に減衰するので、脈動音に起因する圧縮機内部空間の共鳴による騒音は抑制される。この消音構造により消音される音の周波数はある程度の幅を有しているので、圧縮機内部空間の共鳴周波数に対して50Hz程度の誤差であれば消音効果が発揮される。

【0023】上記構成になる消音器Aの消音効果を示す消音周波数特性は、図2に示す測定グラフに破線で示すようになる。圧縮機内部空間の共鳴周波数は f_1 、 f_2 で、実線で示す従来構成の消音特性では共鳴周波数帯域での消音量が小さいが、本構成では従来構成に比して約20dBの消音効果が得られていることがわかる。

【0024】また、本構成の特徴は、外装シェル13の形状を変えて圧縮機内部空間の共鳴周波数が変化したような場合でも、共鳴穴7の径や下部空間8の容積を前記式(1)に従って設計することにより、圧縮機内部空間の共鳴周波数に対応した消音効果を発揮させることができることにある。

【0025】次に、本発明の第2の実施形態について説明する。本実施形態は、上記第1の実施形態における共鳴穴7の形成が困難な場合に対処するための構成である。共鳴穴7は図1に示すように、円筒形の連通管3の筒部の側面に開口して形成されるため、樹脂成形によ

て形成する場合、成形金型の構成が複雑になり製法上でもコスト的にも得策とはいえない。

【0026】そこで、図3に示す第2の実施形態に係る消音器Bでは、上部空間1と共鳴室12との間をつなぐ第1連通管36と、共鳴室12から圧縮部19につながる第2連通管37とを設け、第1連通管36と第2連通管37とが共鳴室12内で間隙をつくる位置に、第1連通管36と同軸に共鳴筒10を設けて構成されている。この構成における先の構成の共鳴穴7の断面積 S に相当するのは、図4(a)に示すように、第1連通管36と共鳴筒10との間の間隙が共鳴室12内に開口する開口部の断面積 S_1 であり、共鳴穴7の長さ l に相当するのは、図4(b)に示すように、第1連通管36と共鳴筒10との間に形成された間隔の長さ l_1 である。この構成では、図4(b)に示すように、共鳴筒10の内径 r 及び高さ h により形成される開口面積 S_1 及び長さ l_1 が前記式(1)を満たすように設定することによって第1の実施形態と同様の消音特性を得ることができる。

【0027】本構成によれば、樹脂成形が簡単になり、図5に示すように、樹脂成形によって形成された各構成要素を接合して組み立てることによって消音器Bを構成することができる。この構成では、共鳴穴の長さ l_1 が第1の実施形態の構成より長く形成できるため、成形誤差や組立誤差による共鳴穴の長さ誤差が小さくでき、消音特性のばらつきを抑える効果もある。

【0028】次いで、本発明の第3の実施形態について説明する。図6は第3の実施形態に係る消音器Cの構成を示す断面図(a)と、そのA-A線矢視断面図(b)である。

【0029】図6において、消音器Cは、筐体28により上部空間9と下部空間8とが形成され、下部空間8を貫いて一端が上部空間9内に開口する連通管2を、図6(b)に示すように、その側端が筐体28に接するように配設し、上部空間9と下部空間8との間は連通穴27によって連通させ、更に、下部空間8に圧縮機内部空間に開口する小径穴29、連通管2にも圧縮機内部空間に開口する消音穴11を設けて形成されている。前記消音穴11は、小径穴29から圧縮機内部空間に放出される脈動音の位相と逆位相の脈動音が圧縮機内部空間に放出される位置に設けられている。

【0030】上記構成において、圧縮機内部空間にある低圧の冷媒は、主としてインサートチューブ4から吸入され、上部空間9、連通管2を通じて圧縮部19に吸入されると共に、小径穴29、下部空間8、連通穴27、上部空間9、連通管2を通じて、更には消音穴11から連通管2を通じて圧縮部19に吸入される。

【0031】一方、圧縮部19で生じた脈動音は、連通管2、上部空間9、連通穴27、下部空間8、小径穴29を通じて圧縮機内部空間に放出されるが、同時に連通管2の消音穴11からも放出される。この消音穴11か

ら放出される脈動音の位相は、前記小径穴29から放出される脈動音の位相と逆位相となるように、消音穴11の位置が設定されており、しかも消音穴11と小径穴29とが至近位置に形成されていることから、消音穴11から出る脈動音と小径穴29から出る脈動音とが互いに干渉しあって逆位相音間の打ち消し作用が生じる。従って、圧縮機内部空間に放出される脈動音は打ち消しにより消音された状態で同一空間に出てくることになり、圧縮機内部空間の共鳴となる音源が減衰し、騒音を低減させることができる。

【0032】図7は、上記構成を採用した圧縮機内空間の音響特性を測定したグラフで、実線が本構成、破線が従来構成を示している。同図において、 f_1 、 f_2 は騒音として問題となる圧縮機内部空間の共鳴周波数であり、本構成により周波数 f_2 については効果的な消音効果がみられ、約30dBの騒音低減が達成されている。

【0033】

【発明の効果】以上の説明の通り本願の第1発明によれば、圧縮部において冷媒に生じた圧縮機内部の共鳴周波数 f の脈動音は、連通管に設けられた共鳴穴と共鳴室とによる共鳴消音構造によって減衰するので、これが圧縮機内部に放出されたときに圧縮機内部空間の共鳴周波数を励起する音源が小さくなり、脈動音に起因する騒音発生が抑制される。

【0034】また、本願の第2発明によれば、圧縮機内部空間内に互いに逆位相の脈動音が至近位置で放出されることにより逆位相の脈動音間の干渉による打ち消しが生じるので、圧縮機内部空間の共鳴音源となる脈動音は減衰し、脈動音に起因する騒音発生が抑制される。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1の実施形態に係る消音器の構成を示し、(a)は断面図、(b)はその共鳴穴の形成を説明する断面図。

【図2】第1の実施形態の構成による消音効果を示す消音器の消音周波数特性の測定グラフ。

【図3】第2の実施形態に係る消音器の構成を示す断面図。

【図4】第2の実施形態に係る共鳴穴の構成を示し、(a)は斜視図、(b)は共鳴要素の形成を示す断面図。

【図5】第2の実施形態の構成における各構成要素の分解図。

【図6】第3の実施形態に係る消音器の構成を示す断面図。

【図7】第3の実施形態の構成による消音効果を示す圧縮機内部空間の音響特性の測定グラフ。

【図8】密閉型圧縮機の構成を示す断面図。

【図9】従来例に係る消音器の構成を示す断面図。

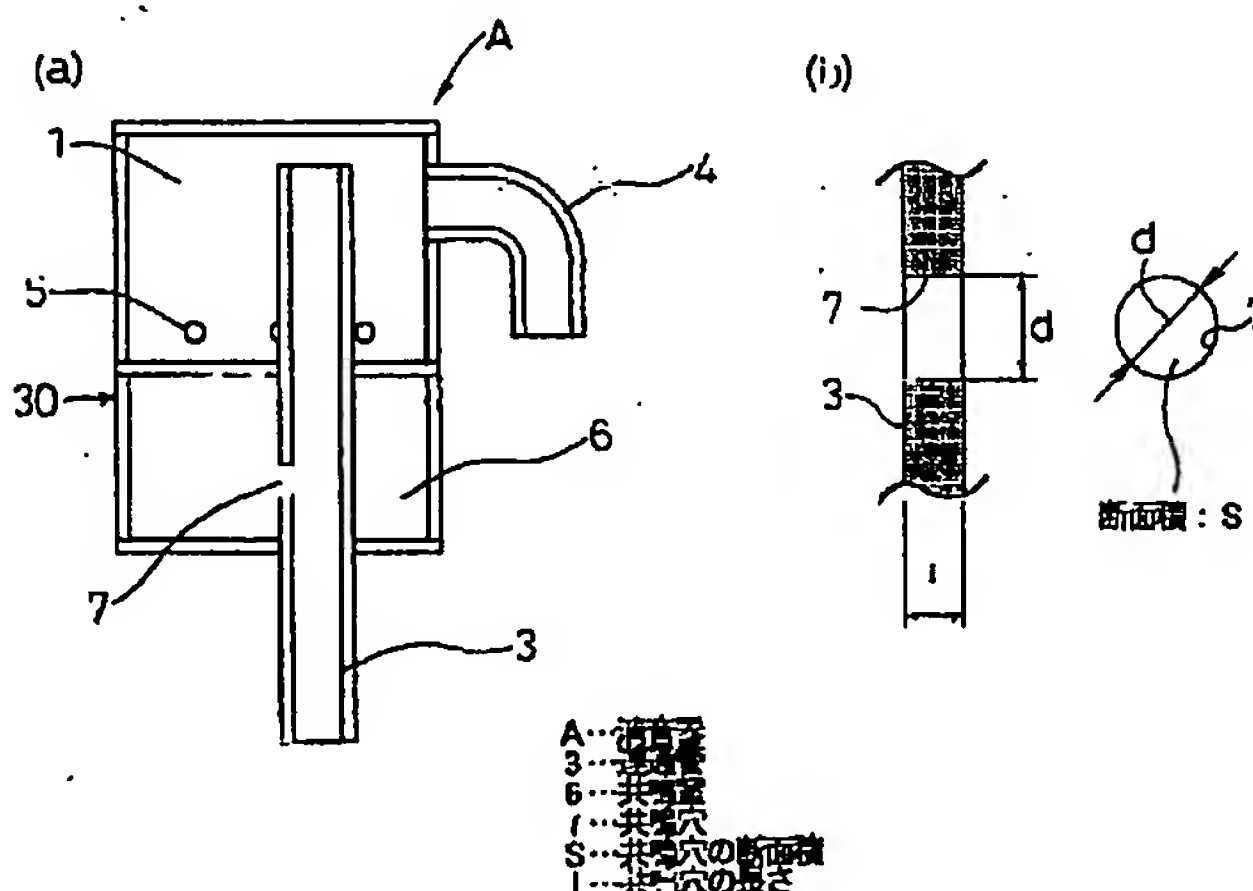
【図10】直方体モデル(a)で説明する一次モード(b)、二次モード(c)、三次モード(d)の共鳴の節を示す説明図。

【図11】密閉型圧縮機に共鳴モードを適用した一次モード(a)、二次モード(b)、三次モード(c)の共鳴の節を示す説明図。

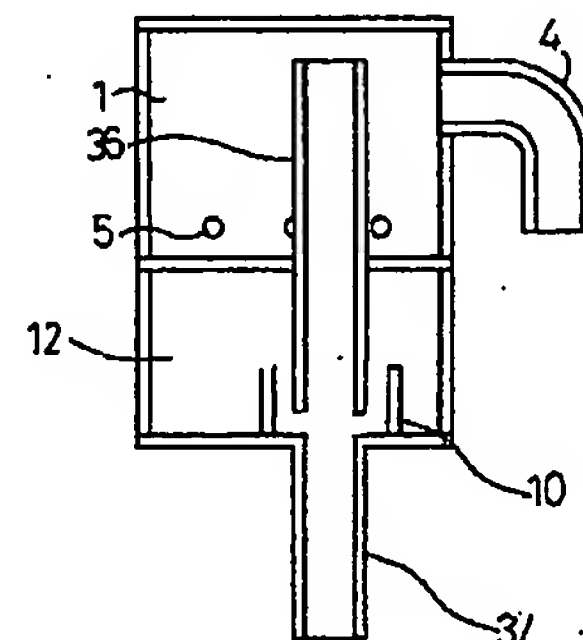
【符号の説明】

- A、B、C 消音器
- 1、9 上部空間
- 2、3、34、36、37 連通管
- 6、12 共鳴室
- 7 共鳴穴
- 8 下部空間
- 10 共鳴筒
- 11 消音穴
- 19 圧縮部
- S 共鳴穴の断面積
- l 共鳴穴の長さ

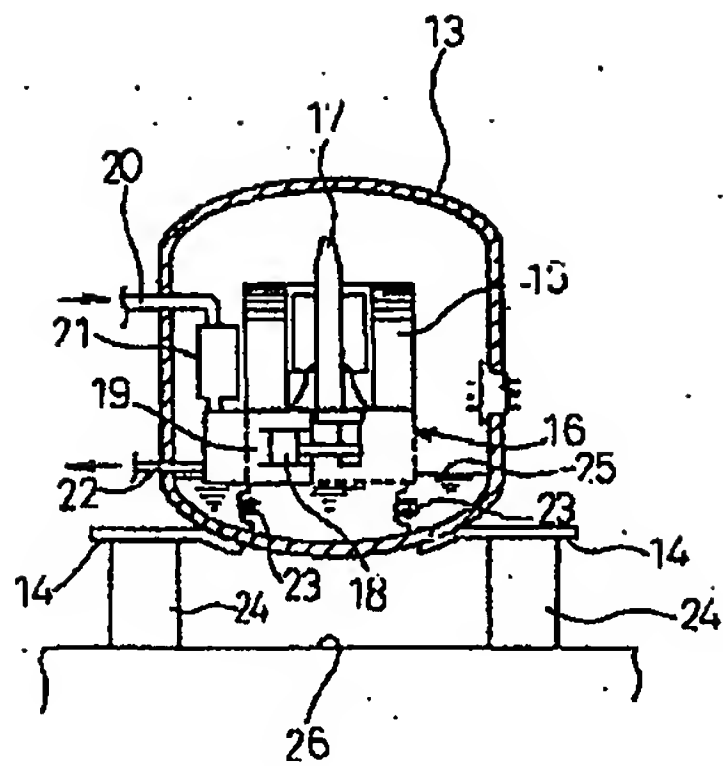
【図1】



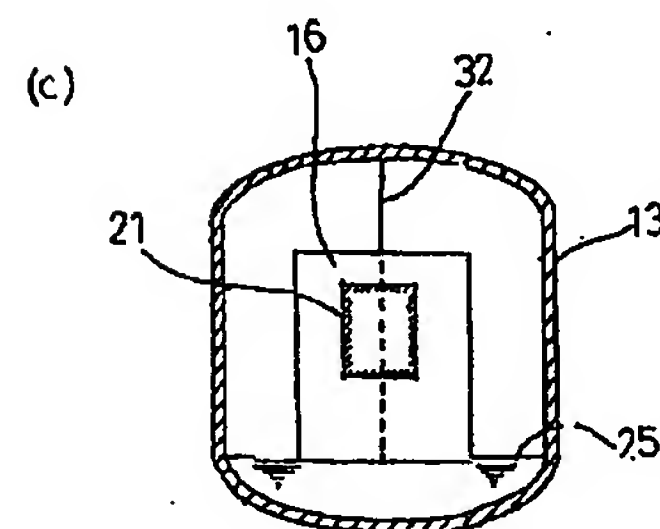
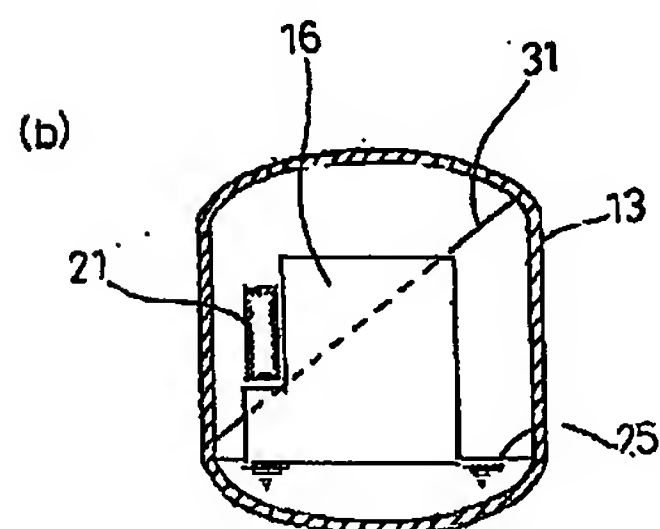
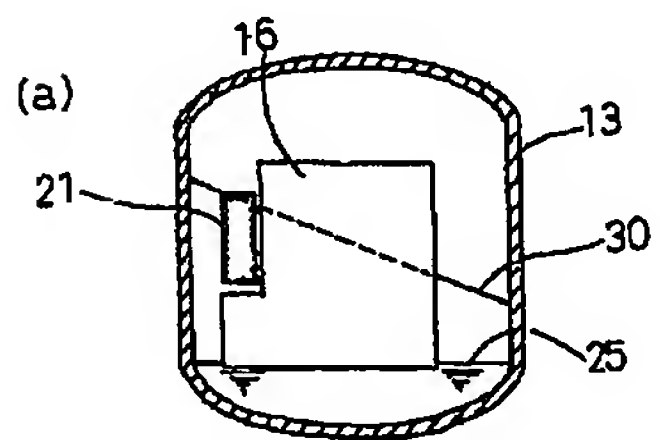
【図3】



【図8】



【図11】



【図10】

